

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-095084

(43)Date of publication of application : 04.04.2000

(51)Int.Cl.

B60T 8/24

B60T 8/58

(21)Application number : 10-268060

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

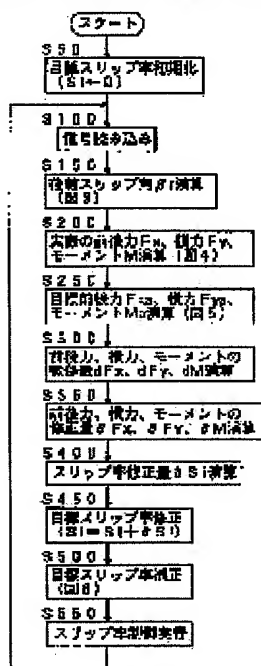
(22)Date of filing : 22.09.1998

(72)Inventor : YOKOYAMA TATSUAKI

TANAKA AKIRA

HATTORI YOSHIKAZU

(54) VEHICLE MOTION CONTROL DEVICE



(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To further improve vehicle motion control performance.

SOLUTION: The vehicle property when the slip factor S_i of each wheel is 0 is computed on the basis of the static support load of each wheel, and the target state quantities F_{xa} , F_{ya} , M_a are computed as the sum of the vehicle property and the target property of behavior control (S250). Differential coefficient dF_x , dF_y , dM showing the change of the vehicle property to the infinitesimal change dS_i of the slip factor of each wheel are computer (S300). The actual value of the vehicle property is computer on the basis of the actual support load of each wheel, and the correction

quantities δF_x , δF_y , δM of the vehicle property are computed on the basis of the differential coefficients and the difference between the target value and actual value of the vehicle property (S200, 350). The slip factor correction quantity δS_i of each wheel for attaining these correction quantities is computed (S400), and the previously computed target slip factor is corrected with the slip factor correction quantity δS_i (S450). Braking force of each wheel is controlled to attain the corrected target slip factor (S550).

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-95084

(P2000-95084A)

(43) 公開日 平成12年4月4日 (2000.4.4)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード (参考)
B 6 0 T	8/24	B 6 0 T	3 D 0 4 6
	8/58	8/58	Z 3 D 0 4 6

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 22 頁)

(21) 出願番号 特願平10-268060

(22) 出願日 平成10年9月22日 (1998.9.22)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 横山 竜昭

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 田中 亮

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100071216

弁理士 明石 昌毅

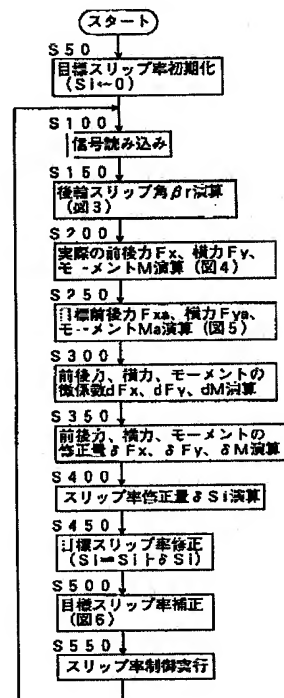
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車輛の運動制御装置

(57) 【要約】

【課題】 車輛の運動制御性能を更に一層向上させる。

【解決手段】 各輪のスリップ率 S_i が0であるときの車輛状態量を各輪の静的支持荷重に基づき演算し、該車輛状態量と挙動制御の目標状態量との和として目標状態量 F_{xa} 、 F_{ya} 、 M_a を演算し (S250)、各輪のスリップ率の微小な変化 dS_i に対する車輛状態量の変化を示す微係数 dF_x 、 dF_y 、 dM を演算する (S300)。車輛状態量の実際の値を各輪の実際の支持荷重に基づき演算し、車輛状態量の目標値と実際の値との差及び微係数に基づき車輛状態量の修正量 δF_x 、 δF_y 、 δM を演算し (S200、350)、これらの修正量を達成するための各輪のスリップ率の修正量 δS_i を演算し (S400)、前回演算された目標スリップ率をスリップ率修正量 δS_i にて修正し (S450)、修正後の目標スリップ率が達成されるよう各輪の制動力を制御する (S550)。



【特許請求の範囲】

【請求項1】車輪制御量の微少変化に対する車輪状態量の変化の微係数をタイヤモデルより算出する手段と、車輛の運動を安定化させるための車輪状態量の目標値を車輛モデル若しくは運転者の要求に基づき算出する手段と、前記微係数及び前記目標値を用いて収束演算により前記目標値を実現する各輪の目標制御量を算出する手段と、前記目標制御量を実現するよう車輪操作装置を制御する手段とを有する車輛の運動制御装置に於いて、各輪の実際の支持荷重を推定する推定手段を含み、前記車輪状態量の目標値は各輪のスリップ率が0であるときの車輪状態量の目標値と車輛の挙動を安定化させるための車輪状態量の目標値との和として算出され、前記各輪の目標制御量は前記目標値と実際の車輪状態量との偏差に基づき算出され、前記実際の車輪状態量は前記推定手段により推定された各輪の実際の支持荷重に基づき算出され、前記各輪のスリップ率が0であるときの車輪状態量の目標値は各輪の静的支持荷重に基づき算出されることを特徴とする車輛の運動制御装置。

【請求項2】車輪制御量の微少変化に対する車輪状態量の変化の微係数をタイヤモデルより算出する手段と、車輛の運動を安定化させるための車輪状態量の目標値を車輛モデル若しくは運転者の要求に基づき算出する手段と、前記微係数及び前記目標値を用いて収束演算により前記目標値を実現する各輪の目標スリップ率を算出する手段と、前記目標スリップ率を実現するよう車輪操作装置を制御する手段とを有し、前記各輪の目標スリップ率を算出する手段は「実際の車輪状態量とその目標値との偏差」と「前記微係数と目標スリップ率の変化量との積」との差、前記目標スリップ率の変化量、前記目標スリップ率とその変化量との和の二乗和からなる評価関数の値が最小になるよう前記各輪の目標スリップ率の変化量を収束演算により算出し、前記目標スリップ率の変化量にて前回算出された目標スリップ率を修正する車輛の運動制御装置に於いて、前記評価関数の後輪のスリップ率に対する重み係数は前輪のスリップ率に対する重み係数よりも大きいことを特徴とする車輛の運動制御装置。

【請求項3】車輪制御量の微少変化に対する車輪状態量の変化の微係数をタイヤモデルより算出する手段と、車輛の運動を安定化させるための車輪状態量の目標値を車輛モデル若しくは運転者の要求に基づき算出する手段と、前記微係数及び前記目標値を用いて収束演算により前記目標値を実現する各輪の目標制御量を算出する手段と、前記目標制御量を実現するよう車輪操作装置を制御する手段とを有する車輛の運動制御装置に於いて、前記車輪状態量の目標値は前輪横力の目標値及び後輪横力の目標値を独立に含んでいることを特徴とする車輛の運動制御装置。

【請求項4】車輪制御量の微少変化に対する車輪状態量の変化の微係数をタイヤモデルより算出する手段と、車

輛の運動を安定化させるための車輪状態量の目標値を車輛モデル若しくは運転者の要求に基づき算出する手段と、前記微係数及び前記目標値を用いて収束演算により前記目標値を実現する各輪の目標制御量を算出する手段と、前記目標制御量を実現するよう車輪操作装置を制御する手段とを有する車輛の運動制御装置に於いて、前記各輪の目標制御量を算出する手段は現在の車輪状態量と前記目標値との差に基づき前輪の目標制御量の修正量を算出し、前輪の前回の目標制御量と前記前輪の修正量との和として前輪の目標制御量を算出し、前記前輪の修正量に所定の倍率を乗じて後輪の目標制御量の修正量を算出し、後輪の前回の目標制御量と前記後輪の修正量との和として後輪の目標制御量を算出することを特徴とする車輛の運動制御装置。

【請求項5】前記所定の倍率は車輛の直進時と旋回時とは異なることを特徴とする請求項4に記載の車輛の運動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車輛の運動制御装置に係り、更に詳細には車両の走行時の安定性を向上させる運動制御装置に係る。

【0002】

【従来の技術】一般に、車輛の挙動を安定化させるに必要なヨーモーメントと各輪のスリップ率との関係は車輛や環境の状況により変化するが、従来の運動制御装置に於いては、運動制御装置に使用されるコンピュータのメモリ容量等の制約から各輪につき2乃至3程度の少数のマップしか設定することができず、従って挙動制御の精度に限界があり、そのため挙動制御効率は高いが車輛の安全性を損なう虞れがある後輪制動を積極的に使用することができない。

【0003】かかる問題に対処すべく、本願出願人はその先願にかかる出願公開前の特願平10-114126号明細書及び図面に於いて、車輪制御量の微少変化に対する車輪状態量の変化の微係数をタイヤモデルより算出する手段と、車輛の運動を安定化させるための車輪状態量の目標値を車輛モデル若しくは運転者の要求に基づき算出する手段と、前記微係数及び前記目標値を用いて収束演算により前記目標値を実現する各輪の目標制御量を算出する手段と、前記目標制御量を実現するよう車輪操作装置を制御する手段とを有することを特徴とする車輛の運動制御装置を提案した。

【0004】この先の提案にかかる運動制御装置によれば、多数のマップを要することなく各輪の制御量を目標制御量に高精度に制御することができ、これにより車輛の運動を確実に且つ適正に安定化させることができる。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】一般に、車輛の挙動を安定化させるべく車輪に制動力が与えられると、車輛は

減速し、車輛前後方向の荷重移動により車輛に作用するヨーモーメントが変化すると共に後輪の横力が低下するが、上述の先の提案にかかる運動制御装置に於いては、車輛前後方向の荷重移動に起因するヨーモーメントの変化や後輪横力の低下が考慮されておらず、そのため運動制御性能を向上させる上で改善の余地がある。

【0006】本発明は、車輪制御量の微小変化に対する車輛状態量の変化の微係数をタイヤモデルより算出し、車輛の運動を安定化させるための車輛状態量の目標値を車輛モデル若しくは運転者の要求に基づき算出し、微係数及び目標値を用いて収束演算により目標値を実現する各輪の目標制御量を算出し、目標制御量を実現するよう車輪操作装置を制御する上述の先の提案にかかる運動制御装置に於ける上述の如き問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、運動制御に伴う車輛前後方向の荷重移動に起因するヨーモーメントの変化や後輪横力の低下を考慮することにより、車輛の運動制御性能を更に一層向上させることである。

【0007】

【課題を解決するための手段】上述の主要な課題は、本発明によれば、請求項1の構成、即ち車輪制御量の微小変化に対する車輛状態量の変化の微係数をタイヤモデルより算出する手段と、車輛の運動を安定化させるための車輛状態量の目標値を車輛モデル若しくは運転者の要求に基づき算出する手段と、前記微係数及び前記目標値を用いて収束演算により前記目標値を実現する各輪の目標制御量を算出する手段と、前記目標制御量を実現するよう車輪操作装置を制御する手段とを有する車輛の運動制御装置に於いて、各輪の実際の支持荷重を推定する推定手段を含み、前記車輛状態量の目標値は各輪のスリップ率が0であるときの車輛状態量の目標値と車輛の挙動を安定化させるための車輛状態量の目標値との和として算出され、前記各輪の目標制御量は前記目標値と実際の車輛状態量との偏差に基づき算出され、前記実際の車輛状態量は前記推定手段により推定された各輪の実際の支持荷重に基づき算出され、前記各輪のスリップ率が0であるときの車輛状態量の目標値は各輪の静的支持荷重に基づき算出されることを特徴とする車輛の運動制御装置によって達成される。

【0008】上記請求項1の構成によれば、車輪制御量の微小変化に対する車輛状態量の変化の微係数がタイヤモデルより算出され、車輛の運動を安定化させるための車輛状態量の目標値が車輛モデル若しくは運転者の要求に基づき算出され、前記微係数及び前記目標値を用いて収束演算により前記目標値を実現する各輪の目標制御量が算出され、前記目標制御量を実現するよう車輪操作装置が制御されるので、多数のマップを要することなく各輪の制御量が目標制御量に高精度に制御され、これにより車輛の運動が確実に且つ適正に安定化されるだけでなく、車輛状態量の目標値は各輪のスリップ率が0である

ときの車輛状態量の目標値と車輛の挙動を安定化させるための車輛状態量の目標値との和として算出され、各輪の目標制御量は目標値と実際の車輛状態量との偏差に基づき算出され、実際の車輛状態量は推定手段により推定された各輪の実際の支持荷重に基づき算出され、各輪のスリップ率が0であるときの車輛状態量の目標値は各輪の静的支持荷重に基づき算出され、偏差の演算により車輛前後方向の荷重移動に起因するヨーモーメントの変化及び横力の低下が相殺されるので、車輛前後方向の荷重移動に起因するヨーモーメントの変化及び横力の低下が相殺された各輪の目標制御量が算出され、これにより上記先の提案にかかる運動制御装置の場合に比して車輛の運動制御性能が向上する。

【0009】また上述の主要な課題は、本発明によれば、請求項2の構成、即ち車輪制御量の微小変化に対する車輛状態量の変化の微係数をタイヤモデルより算出する手段と、車輛の運動を安定化させるための車輛状態量の目標値を車輛モデル若しくは運転者の要求に基づき算出する手段と、前記微係数及び前記目標値を用いて収束演算により前記目標値を実現する各輪の目標スリップ率を算出する手段と、前記目標スリップ率を実現するよう車輪操作装置を制御する手段とを有し、前記各輪の目標スリップ率を算出する手段は「実際の車輛状態量とその目標値との偏差」と「前記微係数と目標スリップ率の変化量との積」との差、前記目標スリップ率の変化量、前記目標スリップ率とその変化量との和の二乗和からなる評価関数の値が最小になるよう前記各輪の目標スリップ率の変化量を収束演算により算出し、前記目標スリップ率の変化量にて前回算出された目標スリップ率を修正する車輛の運動制御装置に於いて、前記評価関数の後輪のスリップ率に対する重み係数は前輪のスリップ率に対する重み係数よりも大きいことを特徴とする車輛の運動制御装置によって達成される。

【0010】上記請求項2の構成によれば、請求項1の構成の場合と同様多数のマップを要することなく各輪の制御量が目標制御量に高精度に制御され、これにより車輛の運動が確実に且つ適正に安定化されるだけでなく、「実際の車輛状態量とその目標値との偏差」と「微係数と目標スリップ率の変化量との積」との差、目標スリップ率の変化量、目標スリップ率とその変化量との和の二乗和からなる評価関数の値が最小になるよう各輪の目標スリップ率の変化量が収束演算により算出され、目標スリップ率の変化量にて前回算出された目標スリップ率が修正され、評価関数の後輪のスリップ率に対する重み係数は前輪のスリップ率に対する重み係数よりも大きいので、前輪のスリップ率に対する重み係数が後輪のスリップ率に対する重み係数よりも大きい場合やこれらの重み係数が同一である場合に比して、後輪のスリップ率の増大に伴う評価関数の増大率が高くなり、これにより後輪の制動力が過剰になって後輪の横力が大きく低下する虞

れが低減される。

【0011】また上述の主要な課題は、本発明によれば、請求項3の構成、即ち車輪制御量の微小変化に対する車輪状態量の変化の微係数をタイヤモデルより算出する手段と、車輪の運動を安定化させるための車輪状態量の目標値を車輪モデル若しくは運転者の要求に基づき算出する手段と、前記微係数及び前記目標値を用いて収束演算により前記目標値を実現する各輪の目標制御量を算出する手段と、前記目標制御量を実現するよう車輪操作装置を制御する手段とを有する車輪の運動制御装置に於いて、前記車輪状態量の目標値は前輪横力の目標値及び後輪横力の目標値を独立に含んでいることを特徴とする車輪の運動制御装置によって達成される。

【0012】上記請求項3の構成によれば、請求項1の構成の場合と同様多数のマップを要することなく各輪の制御量が目標制御量に高精度に制御され、これにより車輪の運動が確実に且つ適正に安定化されるだけでなく、車輪状態量の目標値は前輪横力の目標値及び後輪横力の目標値を独立に含んでいるので、各輪の目標制御量は後輪横力の目標値を実現するよう算出され、従って車輪全体の横力の目標値が算出される場合に比して、車輪前後方向の荷重移動に起因して後輪の横力が不足する虞れが低減される。

【0013】また上述の主要な課題は、本発明によれば、請求項4の構成、即ち車輪制御量の微小変化に対する車輪状態量の変化の微係数をタイヤモデルより算出する手段と、車輪の運動を安定化させるための車輪状態量の目標値を車輪モデル若しくは運転者の要求に基づき算出する手段と、前記微係数及び前記目標値を用いて収束演算により前記目標値を実現する各輪の目標制御量を算出する手段と、前記目標制御量を実現するよう車輪操作装置を制御する手段とを有する車輪の運動制御装置に於いて、前記各輪の目標制御量を算出する手段は現在の車輪状態量と前記目標値との差に基づき前輪の目標制御量の修正量を算出し、前輪の前の目標制御量と前記前輪の修正量との和として前輪の目標制御量を算出し、前記前輪の修正量に所定の倍率を乗じて後輪の目標制御量の修正量を算出し、後輪の前の目標制御量と前記後輪の修正量との和として後輪の目標制御量を算出することを特徴とする車輪の運動制御装置によって達成される。

【0014】上記請求項4の構成によれば、請求項1の構成の場合と同様多数のマップを要することなく各輪の制御量が目標制御量に高精度に制御され、これにより車

輪の運動が確実に且つ適正に安定化されるだけでなく、現在の車輪状態量と目標値との差に基づき前輪の目標制御量の修正量が算出され、前輪の前の目標制御量と前輪の修正量との和として前輪の目標制御量が算出され、前輪の修正量に所定の倍率を乗じて後輪の目標制御量の修正量が算出され、後輪の前の目標制御量と後輪の修正量との和として後輪の目標制御量が算出されるので、後輪の目標制御量が過剰になって後輪の横力が不足する虞れが低減される。

【0015】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項4の構成に於いて、前記所定の倍率は車輪の直進時と旋回時とは異なるよう構成される（請求項5の構成）。

【0016】一般に、車輪前後方向の荷重移動に伴う後輪横力の低下に起因する車輪の安定性の悪化は車輪の直進時よりも旋回時に於いて生じ易い。請求項5の構成によれば、所定の倍率、即ち前輪の目標制御量に対する後輪の目標制御量の倍率は車輪の直進時と旋回時とは異なるので、車輪の直進時及び旋回時の何れの場合にも最適に運動制御が実行される。

【0017】

【本発明の基本原則】タイヤモデルとして制動時の横力の低下、荷重移動、タイヤスリップ角、路面の摩擦係数が考慮されるブラッシュタイヤモデルを例に本発明の基本原則について説明する。

【0018】まずブラッシュタイヤモデルに基づき、各輪のタイヤが発生する前後力 F_{txi} 及び横力 F_{tyi} ($i = fr, fl, rr, rl$)を求め、また微小なスリップ率の変化によるタイヤ前後力変化及び横力変化を求める。

【0019】図15に示されている如く、各輪のタイヤ100の発生力 F_{ti} 、即ち前後力 F_{txi} 及び横力 F_{tyi} の合力がタイヤの縦方向に対しなす角度を θ_i とし、タイヤのスリップ角を β_i とし、タイヤのスリップ率を S_i (制動時が正、 $-\infty < S < 1.0$)とし、路面の摩擦係数を μ とし、タイヤの接地荷重を W_i とし、 K_s 及び K_b を係数(正の定数)とすると、タイヤがロック状態にはない場合 ($\xi_i \geq 0$ の場合)の前後力 F_{txi} 及び横力 F_{tyi} はそれぞれ下記の式1及び2にて表され、タイヤがロック状態にある場合 ($\xi_i < 0$ の場合)の前後力 F_{txi} 及び横力 F_{tyi} はそれぞれ下記の式3及び4にて表される。

【0020】

【数1】

$$F_{txi} = -\frac{\xi_i^2 K_s}{1 - S_i} S_i - \mu W_i \cos \theta_i (1 - 3\xi_i^2 + 2\xi_i^3) \dots\dots (1)$$

$$F_{tyi} = -\frac{\xi_i^2 K_b \tan \beta_i}{1 - S_i} - \mu W_i \sin \theta_i (1 - 3\xi_i^2 + 2\xi_i^3) \dots\dots (2)$$

$$F_{txi} = -\mu W_i \cos \theta_i \dots\dots (3)$$

$$F_{tyi} = -\mu W_i \sin \theta_i \dots\dots (4)$$

【0021】尚係数 K_b は図16に示されている如く、スリップ率 S_i が0であるときのタイヤのスリップ角 β_i に対する横力 F_{tyi} のグラフの原点に於ける傾きであり、係数 K_s は図17に示されている如く、スリップ角 β_i が0であるときのタイヤのスリップ率 S_i に対する

$$\cos \theta_i = \frac{S_i}{\lambda_i} \dots\dots (5)$$

$$\sin \theta_i = \frac{K_b \tan \beta_i}{K_s \lambda_i} \dots\dots (6)$$

$$\lambda_i = \sqrt{S_i^2 + \frac{K_b^2 \tan^2 \beta_i}{K_s^2}} \dots\dots (7)$$

$$\xi_i = 1 - \frac{K_s \lambda_i}{3 \mu W_i (1 - S_i)} \dots\dots (8)$$

【0023】上記式1~4をスリップ率 S_i にて偏微分することにより、微小なスリップ率の変化に対する前後力変化及び横力変化(タイヤ座標系)を演算する(下記

$$\text{前後力変化: } \frac{\partial F_{txi}}{\partial S_i} \dots\dots (9)$$

$$\text{横力変化: } \frac{\partial F_{tyi}}{\partial S_i} \dots\dots (10)$$

【0025】次に下記の式11~18に従って右前輪(fr)、左前輪(fl)、右後輪(rr)、左後輪(rl)の各タイヤの前後力及び横力(タイヤ座標系)を車輛座標系に変換して車輛に作用する力を演算すると共に、モーメントを演算する。尚下記の各式に於いて、 ϕ_f 及び ϕ_r はそれぞれ前輪及び後輪の舵角であり、 T_r は車輛の

$$\begin{bmatrix} F_{xfr} \\ F_{yfr} \end{bmatrix} = T(\phi_f) \begin{bmatrix} F_{txfr} \\ F_{tyfr} \end{bmatrix} \dots\dots (11)$$

$$M_{fr} = \begin{bmatrix} \frac{T_r}{2} & L_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xfr} \\ F_{yfr} \end{bmatrix} \dots\dots (12)$$

【0027】

$$\begin{bmatrix} F_{xfl} \\ F_{yfl} \end{bmatrix} = T(\phi_f) \begin{bmatrix} F_{txfl} \\ F_{tyfl} \end{bmatrix} \dots\dots (13)$$

$$M_{fl} = \begin{bmatrix} -\frac{T_r}{2} & L_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xfl} \\ F_{yfl} \end{bmatrix} \dots\dots (14)$$

前後力 F_{txi} のグラフの原点に於ける傾きである。また $\cos \theta$ 、 $\sin \theta$ 、 λ 、 ξ はそれぞれ下記の式5~8にて表される。

【0022】

【数2】

の式9及び10)。

【0024】

【数3】

トレッド幅であり、 L_f 及び L_r はそれぞれ車輛の重心から前輪車軸及び後輪車軸までの距離であり、 $T(\phi_f)$ 及び $T(\phi_r)$ はそれぞれ下記の式19及び20にて表される値である。

【0026】

【数4】

【数5】

【0028】

$$\begin{bmatrix} F_{xrr} \\ F_{yrr} \end{bmatrix} = T(\phi_r) \begin{bmatrix} F_{txrr} \\ F_{tyrr} \end{bmatrix} \quad \dots (15)$$

$$M_{rr} = \begin{bmatrix} \frac{T_r}{2} & -L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xrr} \\ F_{yrr} \end{bmatrix} \quad \dots (16)$$

【0029】

$$\begin{bmatrix} F_{xrl} \\ F_{yrl} \end{bmatrix} = T(\phi_r) \begin{bmatrix} F_{txrl} \\ F_{tyrl} \end{bmatrix} \quad \dots (17)$$

$$M_{rl} = \begin{bmatrix} -\frac{T_r}{2} & -L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xrl} \\ F_{yrl} \end{bmatrix} \quad \dots (18)$$

【0030】

$$T(\phi_f) = \begin{bmatrix} \cos\phi_f & -\sin\phi_f \\ \sin\phi_f & \cos\phi_f \end{bmatrix} \quad \dots (19)$$

$$T(\phi_r) = \begin{bmatrix} \cos\phi_r & -\sin\phi_r \\ \sin\phi_r & \cos\phi_r \end{bmatrix} \quad \dots (20)$$

【0031】同様に、下記の式21～28に従って右前輪(fr)、左前輪(fl)、右後輪(rr)、左後輪(rl)の各タイヤの前後力及び横力の偏微分値(タイヤ座標系)を車輪座標系に変換して車輪に作用する力の偏微分

値(微係数)を演算すると共に、モーメントの偏微分値(微係数)を演算する。

【0032】

【数9】

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfr}}{\partial S_{fr}} \\ \frac{\partial F_{yfr}}{\partial S_{fr}} \end{bmatrix} = T(\phi_f) \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{txfr}}{\partial S_{fr}} \\ \frac{\partial F_{tyfr}}{\partial S_{fr}} \end{bmatrix} \quad \dots (21)$$

$$\frac{\partial M_{fr}}{\partial S_{fr}} = \begin{bmatrix} \frac{T_r}{2} & L_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfr}}{\partial S_{fr}} \\ \frac{\partial F_{yfr}}{\partial S_{fr}} \end{bmatrix} \quad \dots (22)$$

【0033】

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfl}}{\partial S_{fl}} \\ \frac{\partial F_{yfl}}{\partial S_{fl}} \end{bmatrix} = T(\phi_f) \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{txfl}}{\partial S_{fl}} \\ \frac{\partial F_{tyfl}}{\partial S_{fl}} \end{bmatrix} \quad \dots (23)$$

$$\frac{\partial M_{fl}}{\partial S_{fl}} = \begin{bmatrix} -\frac{T_r}{2} & L_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfl}}{\partial S_{fl}} \\ \frac{\partial F_{yfl}}{\partial S_{fl}} \end{bmatrix} \quad \dots (24)$$

【0034】

【数10】

【数11】

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xrr}}{\partial S_{rr}} \\ \frac{\partial F_{yrr}}{\partial S_{rr}} \end{bmatrix} = T(\phi_r) \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{txrr}}{\partial S_{rr}} \\ \frac{\partial F_{tyrr}}{\partial S_{rr}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (25)$$

$$\frac{\partial M_{rr}}{\partial S_{rr}} = \begin{bmatrix} \frac{T_r}{2} & -L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xrr}}{\partial S_{rr}} \\ \frac{\partial F_{yrr}}{\partial S_{rr}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (26)$$

【0035】

【数12】

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_{yrl}}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} = T(\phi_r) \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{txrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_{tyrl}}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (27)$$

$$\frac{\partial M_{rl}}{\partial S_{rl}} = \begin{bmatrix} -\frac{T_r}{2} & -L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_{yrl}}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (28)$$

【0036】次にブラッシュモデルに基づき、各輪のスリップ率が目標スリップ率 S_i であるときに発生する車輛の前後力 F_x 、横力 F_y 、モーメント M を下記の式2

9に従って推定演算する。

【0037】

【数13】

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xfr} \\ F_{yfr} \\ M_{fr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xfl} \\ F_{yfl} \\ M_{fl} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrr} \\ F_{yrr} \\ M_{rr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrl} \\ F_{yrl} \\ M_{rl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (29)$$

【0038】次に下記の(A)及び(B)の考え方に基づき、下記の式30及び31に従って目標前後力 F_{xa} 、目標横力 F_{ya} 、目標モーメント M_a を演算する。尚下記の式30の右辺はスリップ率が0であるときに各輪に発生する前後力、横力、モーメントを表している。

あるときに発生する前後力 F_{xso} 及びモーメント M_{so} に対する上乗せ量であると見なす。

【0040】(B)運動制御していないときの横力 F_{yso} を目標横力 F_{ya} とすることにより、運動制御時の横力の低下を極力減らす。

【0041】

【数14】

【0039】(A)車輛の運動制御により車輛の挙動を安定化させるための目標前後力 F_{xt} 及び目標モーメント M_t は運動制御していないとき(スリップ率 S_i が0で

$$\begin{bmatrix} F_{xso} \\ F_{yso} \\ M_{so} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xfrso} \\ F_{yfrso} \\ M_{frso} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xflso} \\ F_{yflso} \\ M_{flso} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrrso} \\ F_{yrrso} \\ M_{rrso} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrlso} \\ F_{yrlso} \\ M_{rlso} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (30)$$

$$\begin{bmatrix} F_{xa} \\ F_{ya} \\ M_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xt} \\ 0 \\ M_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xso} \\ F_{yso} \\ M_{so} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (31)$$

【0042】被制御4輪のスリップ率の微小な変化 dS_i による車体に作用する前後力の変化 dF_x 、横力の変化 dF_y 、モーメントの変化 dM は下記の式32により表される。尚下記の式32に於いて、 dS_{fr} 、 dS_{fl} 、 dS_{rr} 、 dS_{rl} はそれぞれ右前輪、左前輪、右後輪、左

後輪のスリップ率の微小変化量であり、 J はヤコビ行列である。

【0043】

【数15】

$$\begin{bmatrix} dF_x \\ dF_y \\ dM \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfr}}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial F_{xfl}}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial F_{xrr}}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial F_{xrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_{yfr}}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial F_{yfl}}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial F_{yrr}}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial F_{yrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial M_{fr}}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial M_{fl}}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial M_{rr}}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial M_{rl}}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dS_{fr} \\ dS_{fl} \\ dS_{rr} \\ dS_{rl} \end{bmatrix}$$

$$= J dS \quad \dots\dots (32)$$

【0044】次に目標前後力 F_{xa} 、目標横力 F_{ya} 、目標モーメント Ma を実現するスリップ率 S_i を演算する。ただしこのスリップ率を解析的に解くことは困難であるため、以下の収束演算により求める。

【0045】いま現在の前後力、横力、モーメントと目標前後力、目標横力、目標モーメントとの差を Δ とする

$$\Delta = \begin{bmatrix} \delta F_x \\ \delta F_y \\ \delta M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xa} - F_x \\ F_{ya} - F_y \\ Ma - M \end{bmatrix} \quad \dots\dots (33)$$

【0047】

$$L = \delta S^T W_{ds} \delta S + (S + \delta S)^T W_s (S + \delta S) + E^T W_f E \quad \dots\dots (34)$$

式34の評価関数 L を最小化するスリップ率修正量 δS は下記の式35の通りである。ただし F_x 、 F_y 、 M はそれぞれ現在の被制御輪のスリップ率で発生している前後力、横力、モーメント(式29)であり、 F_{xa} 、 F_{ya} 、 Ma はそれぞれ目標前後力、目標横力、目標モーメント(式31)であり、 S 及び δS はそれぞれ各輪のスリップ率(下記の式36)及びスリップ率修正量(下記

と、 Δ は下記の式33により表され、この Δ を0にするスリップ率修正量のうち、 T をトランスポートとして下記の式34にて表される評価関数 L を最小化するスリップ率修正量 δS を求める。

【0046】

【数16】

の式37)であり、 E は Δ と δS による前後力、横力、モーメントの修正量との差(下記の式38)であり、 W_{ds} はスリップ率修正量 δS に対する重み(下記の式39)であり、 W_s はスリップ率 S に対する重み(下記の式40)であり、 W_f は各力に対する重み(下記の式41)であり、各重みは0又は正の値である。

【0048】

$$\delta S = (W_{ds} + W_s + J^T W_f J)^{-1} (-W_s S + J^T W_f \Delta) \quad \dots\dots (35)$$

【0049】

【数17】

$$S = \begin{bmatrix} S_{fr} \\ S_{fl} \\ S_{rr} \\ S_{rl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (36)$$

【0050】

【数18】

$$\delta S = \begin{bmatrix} \delta S_{fr} \\ \delta S_{fl} \\ \delta S_{rr} \\ \delta S_{rl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (37)$$

【0051】

【数19】

$$E = \begin{bmatrix} \delta F_x - dF_x \\ \delta F_y - dF_y \\ \delta M - dM \end{bmatrix} \quad \dots\dots (38)$$

【0052】

【数20】

$$W_{ds} = \begin{bmatrix} W_{dsf} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & W_{dsf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & W_{dsr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & W_{dsr} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (39)$$

【0053】

【数21】

$$W_s = \begin{bmatrix} W_{sf} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & W_{sf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & W_{sr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & W_{sr} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (40)$$

【0054】

【数22】

$$W_f = \begin{bmatrix} W_{Fx} & 0 & 0 \\ 0 & W_{Fy} & 0 \\ 0 & 0 & W_M \end{bmatrix} \quad \dots\dots (41)$$

【0055】従って前回の目標スリップ率 S_i をスリップ率修正量 δS_i にて修正することにより、目標前後力 F_{xa} 、目標横力 F_{ya} 、目標モーメント M_a を達成する各輪の目標スリップ率 S_i を演算することができる。

【0056】この場合、タイヤの静的接地荷重、即ち車輛が静止状態にあるときのタイヤの接地荷重を W_{oi} として、上記式1～4に於けるタイヤの接地荷重 W_i が W_{oi} に置き換えられスリップ率 S_i が0に設定されて各輪のタイヤの前後力 F_{txi} 及び横力 F_{tyi} が演算され、これらに基づき上記式11～20に従ってスリップ率 S_i が0であるときの車輛座標系の前後力 F_{xiso} 、横力 F_{yis} 、モーメント M_{iso} が演算され、上記式30及び31に従って目標前後力 F_{xa} 、目標横力 F_{ya} 、目標モーメント M_a が演算されれば、これらは運動制御に伴う車輛前後方向の荷重移動に起因するモーメントの変化及び横力の低下を含んでいない。

【0057】従って上記式33による現在の前後力、横力、モーメントと目標前後力、目標横力、目標モーメントとの差 Δ の演算により、荷重移動に起因するモーメントの変化及び横力の低下が相殺され、このモーメントの変化及び横力の低下が相殺された差 Δ を0にするスリップ率修正量 δS が演算されるので、スリップ率 S_i が0であるときの車輛座標系の前後力 F_{xiso} 、横力 F_{yiso} 、モーメント M_{iso} もタイヤの実際の接地荷重 W_i

に基づく各輪のタイヤの前後力 F_{txi} 及び横力 F_{tyi} に基づき演算される場合に比して、車輛の運動制御性能が向上する（請求項1の構成）。

【0058】また上記式40により示されたスリップ率 S に対する重み W_s のうち後輪の重み W_{sr} が前輪の重み W_{sf} よりも大きく設定されれば、これらが同一である場合や前輪の重み W_{sf} が後輪の重み W_{sr} よりも大きく設定される場合に比して、後輪のスリップ率の増大に伴う評価関数 L の増大率が高くなり、これにより後輪の制動力が過剰になって後輪の横力が大きく低下する虞れが小さくなる（請求項2の構成）。

【0059】また上記式29～33、式36～39、式41がそれぞれ下記の式29A～33A、式36A～39A、式41Aに置き換えられ、これにより目標前後力 F_{xa} 及び目標モーメント M_a に加えて前輪の目標横力 F_{yfa} 及び後輪の目標横力 F_{yra} が演算され、これらの目標制御量を実現する目標スリップ率 S_i が演算されれば、後輪の横力がその目標横力 F_{yra} に制御されるので、上記29～41に従って目標スリップ率 S_i が演算される場合に比して、車輛前後方向の荷重移動に起因して後輪の横力が不足する虞れが小さくなる（請求項3の構成）。

【0060】

【数23】

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_{yf} \\ F_{yr} \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xfr} \\ F_{yfr} \\ 0 \\ M_{fr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xfl} \\ F_{yfl} \\ 0 \\ M_{fl} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrr} \\ 0 \\ F_{yrr} \\ M_{rr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrl} \\ 0 \\ F_{yrl} \\ M_{rl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (29A)$$

【0061】

【数24】

$$\begin{bmatrix} F_{xso} \\ F_{yfs} \\ F_{yrs} \\ M_{so} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xfrs} \\ F_{yfrs} \\ 0 \\ M_{frs} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xfls} \\ F_{yfls} \\ 0 \\ M_{fls} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrrs} \\ 0 \\ F_{yrrs} \\ M_{rrs} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrls} \\ 0 \\ F_{yrls} \\ M_{rls} \end{bmatrix} \dots\dots (30A)$$

$$\begin{bmatrix} F_{xa} \\ F_{yfa} \\ F_{yra} \\ M_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xt} \\ 0 \\ 0 \\ M_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xso} \\ F_{yfs} \\ F_{yrs} \\ M_{so} \end{bmatrix} \dots\dots (31A)$$

【0062】

【数25】

$$\begin{bmatrix} dF_x \\ dF_{yf} \\ dF_{yr} \\ dM \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial F_x}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial F_x}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial F_x}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_{yf}}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial F_{yf}}{\partial S_{fl}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial F_{yr}}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial F_{yr}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial M}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial M}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial M}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial M}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dS_{fr} \\ dS_{fl} \\ dS_{rr} \\ dS_{rl} \end{bmatrix}$$

$$= J dS \dots\dots (32A)$$

【0063】

【数26】

$$\Delta = \begin{bmatrix} \delta F_x \\ \delta F_{yf} \\ \delta F_{yr} \\ \delta M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xa} - F_x \\ F_{yfa} - F_{yf} \\ F_{yra} - F_{yr} \\ M_a - M \end{bmatrix} \dots\dots (33A)$$

【0064】

【数27】

$$S = \begin{bmatrix} S_{fr} \\ S_{fl} \\ S_{rr} \\ S_{rl} \end{bmatrix} \dots\dots (36A)$$

【0065】

【数28】

$$\delta S = \begin{bmatrix} \delta S_{fr} \\ \delta S_{fl} \\ \delta S_{rr} \\ \delta S_{rl} \end{bmatrix} \dots\dots (37A)$$

【0066】

【数29】

$$E = \begin{bmatrix} \delta F_x - dF_x \\ \delta F_{yf} - dF_{yf} \\ \delta F_{yr} - dF_{yr} \\ \delta M - dM \end{bmatrix} \quad \dots\dots (38A)$$

【0067】

【数30】

$$W_{ds} = \begin{bmatrix} W_{dsf} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & W_{dsf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & W_{dsr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & W_{dsr} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (39A)$$

【0068】

【数31】

$$W_f = \begin{bmatrix} W_{Fx} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & W_{Fyf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & W_{Fyr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & W_M \end{bmatrix} \quad \dots\dots (41A)$$

【0069】また上記式32、36、37、39、40がそれぞれ下記の式32B、36B、37B、39B、40Bに置き換えられることにより、前輪のスリップ率修正量 δS_{fr} 、 δS_{fl} が演算され、Kを所定の倍率（ $0 < K \leq 1$ ）として後輪のスリップ率修正量 δS_{rr} 、 δS_{rl} がそれぞれ前輪のスリップ率修正量 δS_{fr} 、 δS_{fl} の

K倍として演算されれば、後輪の目標制御量が過剰になって後輪の横力が不足する虞れが小さくなり、また行列演算に関する演算手段の負荷が軽減される（請求項4の構成）。

【0070】

【数32】

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} dF_x \\ dF_y \\ dM \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial F_x}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial F_x}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial F_x}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_y}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial F_y}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial F_y}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial F_y}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial M}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial M}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial M}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial M}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dS_{fr} \\ dS_{fl} \\ dS_{rr} \\ dS_{rl} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial F_x}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial F_x}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial F_x}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_y}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial F_y}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial F_y}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial F_y}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial M}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial M}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial M}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial M}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ K & 0 \\ 0 & K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dS_{fr} \\ dS_{fl} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial S_{fr}} + K \frac{\partial F_x}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial F_x}{\partial S_{fl}} + K \frac{\partial F_x}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_y}{\partial S_{fr}} + K \frac{\partial F_y}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial F_y}{\partial S_{fl}} + K \frac{\partial F_y}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial M}{\partial S_{fr}} + K \frac{\partial M}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial M}{\partial S_{fl}} + K \frac{\partial M}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dS_{fr} \\ dS_{fl} \end{bmatrix} \\ &= J dS \quad \dots\dots (32B) \end{aligned}$$

【0071】

【数33】

$$S = \begin{bmatrix} S_{fr} \\ S_{fl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (36B)$$

【0072】

$$\delta S = \begin{bmatrix} \delta S_{fr} \\ \delta S_{fl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (37B)$$

【0073】

$$W_{ds} = \begin{bmatrix} W_{dsf} & 0 \\ 0 & W_{dsf} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (39B)$$

【0074】

$$W_s = \begin{bmatrix} W_{sf} & 0 \\ 0 & W_{sf} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (40B)$$

【0075】更に上記所定の倍率Kを変更することにより前輪のスリップ率修正量 δS_{fr} 、 δS_{fl} に対する後輪のスリップ率修正量 δS_{rr} 、 δS_{rl} の比を変化させることができるので、倍率Kが車輛の直進時と旋回時とで異なれば、車輛の直進時及び旋回時の何れの場合にも最適に運動制御を実行することが可能になる（請求項5の構成）。

【0076】

【課題解決手段の好ましい態様】本発明の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1の構成に於いて、推定手段は車輛の前後加速度及び横加速度に基づき各輪の荷重移動量を推定し、各輪の静的支持荷重と荷重移動量とに基づき各輪の実際の支持荷重を推定するよう構成される（好ましい態様1）。

【0077】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1乃至4の何れかの構成に於いて、車輪制御量は車輪のスリップ率であるよう構成される（好ましい態様2）。

【0078】本発明の更に他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1乃至4の何れかの構成に於いて、車輛状態量は前後力、横力、ヨーモーメントの組合せであるよう構成される（好ましい態様3）。

【0079】本発明の更に他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1の構成に於いて、各輪のスリップ率が0であるときの車輛の前後力、横力、モーメントをそれぞれ F_{xso} 、 F_{yso} 、 M_{so} として、前後力の目標値 F_{xa} は F_{xso} と車輛の挙動を安定化させるための目標前後力 F_{xt} との和として演算され、横力の目標値 F_{ya} は F_{yso} に設定され、モーメントの目標値 M_a は M_{so} と車輛の挙動を安定化させるための目標モーメント M_t との和として演算され、各輪のスリップ率が0であるときの車輛の前後力 F_{xso} 、横力 F_{yso} 、モーメント M_{so} は各輪の支持荷重 W_i が静的支持荷重 W_{oi} に設定されることにより演算されるよう構成される（好ましい態様4）。

【数34】

【数35】

【数36】

【0080】本発明の更に他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1乃至4の何れかの構成に於いて、車輪操作装置は制駆動力制御装置であるよう構成される（好ましい態様5）。

【0081】本発明の更に他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1乃至4の何れかの構成に於いて、タイヤモデルはブラッシュタイヤモデルであるよう構成される（好ましい態様6）。

【0082】本発明の更に他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項3の構成に於いて、各輪のスリップ率が0であるときの車輛の前後力、前輪横力、後輪横力、モーメントをそれぞれ F_{xso} 、 F_{yfo} 、 F_{yrso} 、 M_{so} として、前後力の目標値 F_{xa} は F_{xso} と車輛の挙動を安定化させるための目標前後力 F_{xt} との和として演算され、前輪横力の目標値 F_{yfa} 及び後輪横力の目標値 F_{yra} はそれぞれ F_{yfo} 及び F_{yrso} に設定され、モーメントの目標値 M_a は M_{so} と車輛の挙動を安定化させるための目標モーメント M_t との和として演算されるよう構成される（好ましい態様7）。

【0083】本発明の更に他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項5の構成に於いて、所定の倍率は車輛の直進時よりも旋回時に於いて小さいよう構成される（好ましい態様8）。

【0084】本発明の更に他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様8の構成に於いて、所定の倍率は車輛の旋回度合が高いほど小さい値に設定されるよう構成される（好ましい態様9）。

【0085】

【発明の実施の形態】以下に添付の図を参照しつつ、本発明を幾つかの好ましい実施形態について詳細に説明する。

【0086】第一の実施形態

図1は本発明による車輛の運動制御装置の第一の実施形態を示す概略構成図である。

【0087】図1に於て、10FL及び10FRはそれぞれ車輛12の左右の前輪を示し、10RL及び10RRはそれぞれ車輛の駆動輪である左右の後輪を示している。従動輪であり操舵輪でもある左右の前輪10FL及び10FRは運転者によるステアリングホイール14の転舵にตอบสนองして駆動されるラック・アンド・ピニオン式のパワーステアリング装置16によりタイロッド18L及び18Rを介して操舵される。

【0088】各車輪の制動力は制動装置20の油圧回路22によりホイールシリンダ24FR、24FL、24RR、24RLの制動圧が制御されることによって制御されるようになっている。図には示されていないが、油圧回路22はリザーバ、オイルポンプ、種々の弁装置等を含み、各ホイールシリンダの制動圧は通常時には運転者によるブレーキペダル26の踏み込み操作に応じて駆動されるマスタシリンダ28により制御され、また必要に応じて後に詳細に説明する如く電気式制御装置30により制御される。

【0089】車輪10FR～10RLにはそれぞれ車輪速度 V_{wi} ($i = fr, fl, rr, rl$)を検出する車輪速度センサ32FR、32FL、32RR、32RLが設けられ、ステアリングホイール14が連結されたステアリングコラムには操舵角 ϕ を検出する操舵角センサ34が設けられている。また車輛12にはそれぞれ車輛のヨーレート γ を検出するヨーレートセンサ36、前後加速度 G_x を検出する前後加速度センサ38、横加速度 G_y を検出する横加速度センサ40、車速 V を検出する車速センサ42が設けられている。尚操舵角センサ34、ヨーレートセンサ36及び横加速度センサ40は車輛の左旋回方向を正としてそれぞれ操舵角、ヨーレート及び横加速度を検出する。

【0090】図示の如く、車輪速度センサ32FR～32RLにより検出された車輪速度 V_{wi} を示す信号、操舵角センサ34により検出された操舵角 ϕ を示す信号、ヨーレートセンサ36により検出されたヨーレート γ を示す信号、前後加速度センサ38により検出された前後加速度 G_x を示す信号、横加速度センサ40により検出された横加速度 G_y を示す信号、車速センサ42により検出された車速 V を示す信号は電気式制御装置30に入力される。尚図には詳細に示されていないが、電気式制御装置30は例えばCPUとROMとRAMと入出力ポート装置とを有し、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続された一般的な構成のマイクロコンピュータを含んでいる。

【0091】電気式制御装置30は、後述の如く図2乃至図6に示されたフローチャートに従い、各輪のスリップ率 S_i が0であるときの車輛の前後力 F_{xso} 、横力 F_{yso} 、モーメント M_{so} と車輛の挙動を安定化させるための目標前後力 F_{xt} 及び目標モーメント M_t との和として車輛の目標前後力 F_{xa} 、目標横力 F_{ya} 、目標モーメント

M_a を演算し、各輪のスリップ率の微小な変化 dS_i に対する車輛の前後力、横力、モーメントの変化を示す微係数 dF_x 、 dF_y 、 dM を演算する。

【0092】また電気式制御装置30は、目標前後力 F_{xa} と実際の前後力 F_x との差、目標横力 F_{ya} と実際の横力 F_y との差、目標モーメント M_a と実際のモーメント M との差及び微係数 dF_x 、 dF_y 、 dM に基づき収束演算により前後力の修正量 δF_x 、横力の修正量 δF_y 、モーメントの修正量 δM を演算し、前後力、横力、モーメントの修正量を達成するための各輪のスリップ率の修正量 δS_i を演算し、前回演算された目標スリップ率をスリップ率修正量 δS_i にて修正することにより今回の目標スリップ率 S_i を演算し、必要に応じて目標スリップ率 S_i を補正し、各輪の実際のスリップ率が目標スリップ率になるよう各輪の制動力を制御する。

【0093】特にこの実施形態の電気式制御装置30は、各輪のスリップ率 S_i が0であるときの車輛の前後力 F_{xso} 、横力 F_{yso} 、モーメント M_{so} を演算する際には、各輪の静的支持荷重 W_{oi} ($i = fr, fl, rr, rl$)を使用し、各輪のスリップ率 S_i が目標スリップ率であるときの車輛の実際の前後力 F_x 、実際の横力 F_y 、実際のモーメント M_s を演算する際には、車輛の前後加速度及び横加速度が考慮された各輪の実際の支持荷重 W_i ($i = fr, fl, rr, rl$)を使用する。

【0094】次に図2乃至図6に示されたフローチャートを参照して第一の実施形態に於ける車輛の運動制御について説明する。尚図2に示されたゼネラルフローチャートによる制御は図には示されていないイグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰返し実行される。

【0095】まずステップ50に於いては各輪のスリップ率 S_i がそれぞれ初期値として0に設定され、ステップ100に於いては車輪速度 V_{wi} 等を示す信号の読み込みが行われ、ステップ150に於いては図3に示されたルーチンに従って後輪のスリップ角 β_r が演算される。

【0096】ステップ200に於いては図4に示されたルーチンに従って前回のステップ500に於いて演算された目標スリップ率での車輛の前後力 F_x 、横力 F_y 、モーメント M 、即ち現在の前後力、横力、モーメントが演算され、ステップ250に於いては図5に示されたルーチンに従って車輛の目標前後力 F_{xa} 、目標横力 F_{ya} 、目標モーメント M_a が演算される。

【0097】ステップ300に於いては上記式9及び10に従って微小なスリップ率の変化に対する各輪の前後力の変化及び横力の変化が演算されると共に、上記式21～28及び式32に従って車輛の前後力の微係数 dF_x 、横力の微係数 dF_y 、モーメントの微係数 dM が演算される。

【0098】ステップ350に於いては上記式33に従ってそれぞれ前後力、横力、モーメントの目標値 F_{xa} 、

F_{ya} 、 M_a と実際の値 F_x 、 F_y 、 M との偏差として車輪の前後力の修正量 δF_x 、横力の修正量 δF_y 、モーメントの修正量 δM が演算される。

【0099】ステップ400に於いては現在の車輪の前後力、横力、モーメントと目標前後力、目標横力、目標モーメントとの差 Δ を0にするスリップ率修正量のうち、上記式34にて表される評価関数 L を最小化する各輪のスリップ率の修正量 δS_i が上記式35に従って演算される。

【0100】ステップ450に於いては前回の目標スリップ率 S_i とステップ400に於いて演算されたスリップ率の修正量 δS_i との和 ($S_i + \delta S_i$) として修正後の目標スリップ率 S_i が演算される。

【0101】ステップ500に於いては図6に示されたルーチンに従って目標スリップ率 S_i が必要に応じて補正され、ステップ550に於いては各輪の車輪速度 V_{wi}

$$\beta_r = \beta - L_r \gamma / V$$

ステップ165に於いては基準値 β_{rc} を正の定数として後輪のスリップ角 β_r が基準値 β_{rc} を越えているか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ175へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ170に於いて後輪のスリップ角 β_r が基準値 β_{rc} に設定される。

【0105】同様にステップ175に於いては後輪のスリップ角 β_r が $-\beta_{rc}$ 未満であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはそのままステップ200へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ180

$$\beta_f = -\phi_f + \beta + L_f \gamma / V$$

ステップ210に於いては g を重力加速度として車体の前後加速度 G_x 及び横加速度 G_y に基づき下記の式44に従ってタイヤに対する路面の摩擦係数 μ が推定演算さ

$$\mu = (G_x^2 + G_y^2)^{1/2} / g$$

ステップ215に於いては車体の前後加速度 G_x 及び横加速度 G_y に基づき当技術分野に於いて周知の要領にて各輪の荷重移動量 ΔW_i が演算されると共に、各輪の支持荷重 W_i が各輪の静的支持荷重 W_{oi} (定数) と荷重移動量 ΔW_i との和 ($W_{oi} + \Delta W_i$) として演算される。

【0109】ステップ220に於いては各輪のグリップ状態の判定値 ξ_i が上記式8に従って演算され、ステップ225に於いては判定値 ξ_i が正又は0であるか否かの判別、即ち車輪がグリップ状態にあるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときには上記式1及び2に従って各輪の前後力 F_{txi} 及び横力 F_{tyi} が演算され、否定判別が行われたときにはステップ235に於いて上記式3及び4に従って各輪の前後力 F_{txi} 及び横力 F_{tyi} が演算される。尚ステップ225～235は各輪毎に実行される。

【0110】ステップ240に於いては車輪の前後力 F_{rc}

$$F_{rc} = V \phi / (1 + K_h V^2) H$$

$$F_{rt} = F_{rc} / (1 + T_s)$$

に基づき各輪の実際のスリップ率が演算されると共に、各輪の実際のスリップ率が目標スリップ率 S_i になるよう各輪の制動力が車輪速度フィードバックにて制御され、しかる後ステップ100へ戻る。

【0102】図3に示された後輪のスリップ角 β_r 演算ルーチンのステップ155に於いては、横加速度 G_y と車速 V 及びヨーレート γ の積 $V\gamma$ との偏差 $G_y - V\gamma$ として横加速度の偏差、即ち車輪の横すべり加速度 V_{yd} が演算され、横すべり加速度 V_{yd} が積分されることにより車体の横すべり速度 V_y が演算され、車体の前後速度 V_x (=車速 V) に対する車体の横すべり速度 V_y の比 V_y / V_x として車体のスリップ角 β が演算される。

【0103】ステップ160に於いては L_r を車輪の重心と後輪車軸との間の車輪前後方向の距離として下記の式42に従って後輪のスリップ角 β_r が演算される。

$$\beta_r = \beta - L_r \gamma / V \quad \dots\dots (42)$$

に於いて後輪のスリップ角 β_r が $-\beta_{rc}$ に設定され、しかる後ステップ200へ進む。

【0106】図4に示された目標スリップ率での車輪の前後力 F_x 、横力 F_y 、モーメント M 演算ルーチンのステップ205に於いては、操舵角 ϕ に基づき前輪の実際舵角 ϕ_f が演算されると共に、 L_f を車輪の重心と前輪車軸との間の車輪前後方向の距離として下記の式43に従って前輪のスリップ角 β_f が演算される。

$$\beta_f = -\phi_f + \beta + L_f \gamma / V \quad \dots\dots (43)$$

れる。

$$\mu = (G_x^2 + G_y^2)^{1/2} / g \quad \dots\dots (44)$$

x 、横力 F_y 、モーメント M に対する各輪の成分が上記式11～20に従って演算され、ステップ245に於いては上記式29に従って車輪の実際の前後力 F_x 、実際の横力 F_y 、実際のモーメント M が演算され、しかる後ステップ250へ進む。

【0111】図5に示された車輪の目標前後力 F_{xa} 、目標横力 F_{ya} 、目標モーメント M_a 演算ルーチンのステップ255に於いては、 K_h をスタビリティファクタとし H をホイールベースとして下記の式45に従って目標ヨーレート γ_c が演算されると共に、 T を時定数とし s をラプラス演算子として下記の式46に従って基準ヨーレート γ_t が演算される。尚目標ヨーレート γ_c は動的なヨーレートを考慮すべく車輪の横加速度 G_y を加味して演算されてもよい。

$$F_{rc} = V \phi / (1 + K_h V^2) H \quad \dots\dots (45)$$

$$F_{rt} = F_{rc} / (1 + T_s) \quad \dots\dots (46)$$

ステップ260に於いては下記の式47に従ってドリフトアウト量DVが演算される。尚ドリフトアウト量DV

$$DV = (\gamma t - \gamma)$$

$$DV = H (\gamma t - \gamma) / V$$

ステップ265に於いてはヨーレート γ の符号に基づき車輛の旋回方向が判定され、ドリフトアウト状態量DSが車輛が左旋回のときにはDVとして、車輛が右旋回のときには-DVとして演算され、演算結果が負の値のときにはドリフトアウト状態量は0とされる。

【0113】ステップ270に於いてはドリフトアウト状態量DSに基き図7に示されたグラフに対応するマップより係数Kgが演算され、ステップ275に於いては

$$M_t = K_{m1} (\beta - \beta_t) + K_{m2} (\beta_d - \beta_{td}) \quad \dots (49)$$

ステップ280に於いては下記の式50に従って係数Kgと車輛の質量Mtと重力加速度gとの積として挙動制

$$F_{xt} = -K_g M_t g$$

ステップ285に於いては上記式1~4に於いて各輪のスリップ率がSiが0に設定されタイヤの接地荷重Wiが各輪の静的支持荷重Woiに設定されることにより、各輪の前後力Ftxi及び横力Ftyiが演算されると共に、上記式11~20に従ってスリップ率がSiが0であるときの各輪の前後力Ftxi及び横力Ftyiによる車輛の前後力Fxiso、横力Fyiso、モーメントMiso (i=f, r, rr, rl)が演算され、上記式30に従って各輪のスリップ率Siが0であるときの車輛の前後力Fxso、横力Fyso、モーメントMsoが演算され、ステップ290に於いては車輛の目標前後力Fxa、横力Fya、モーメントMaが上記式31に従って演算され、しかる後ステップ300へ進む。

【0116】図6に示された目標スリップ率補正演算ルーチンのステップ505に於いては、目標モーメントMaが負であり且つ後輪のスリップ角 β_r が正であり且つ車輛のヨーレート γ が正であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ510へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ515に於いて後輪の目標スリップ率Srr及びSrlがそれぞれ0に設定され、しかる後ステップ550へ進む。

【0117】ステップ510に於いては目標モーメントMaが正であり且つ後輪のスリップ角 β_r が負であり且つ車輛のヨーレート γ が負であるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ515へ進み、否定判別が行われたときにはそのままステップ550へ進む。

【0118】かくして第一の実施形態によれば、ステップ150に於いて後輪のスリップ角 β_r が演算され、ステップ200に於いて現在の車輛の前後力Fx、横力Fy、モーメントMが演算され、ステップ250に於いて各輪のスリップ率Siが0であるときの車輛の前後力Fxso、横力Fyso、モーメントMsoと車輛の挙動を安定化させるための目標前後力Fxt及び目標モーメントMt

はHをホイールベースとして下記の式48に従って演算されてよい。

$$\dots (47)$$

$$\dots (48)$$

Km1及びKm2をそれぞれ正の定数とし、 β_d を車輛のスリップ角 β の微分値とし、 β_t 及び β_{td} をそれぞれ車輛の目標スリップ角及び目標スリップ角の微分値として下記の式49に従って挙動制御の目標モーメントMtが演算される。尚目標スリップ角 β_t 及び目標スリップ角の微分値 β_{td} は何れも0であってもよい。

【0114】

御の目標前後力Fxtが演算される。

【0115】

$$\dots (50)$$

との和として車輛の目標前後力Fxa、横力Fya、モーメントMaが演算され、ステップ300に於いて各輪のスリップ率の微小な変化dSiに対する車輛の前後力、横力、モーメントの変化を示す微係数dFx、dFy、dMが演算される。

【0119】またステップ350に於いて目標前後力Fxaと実際の前後力Fxとの差、目標横力Fyaと実際の横力Fyとの差、目標モーメントMaと実際のモーメントMとの差及び微係数dFx、dFy、dMに基づき収束演算により前後力の修正量 δF_x 、横力の修正量 δF_y 、モーメントの修正量 δM が演算され、ステップ400に於いて前後力、横力、モーメントの修正量を達成するための各輪のスリップ率の修正量 δSi が演算され、ステップ450に於いて前回演算された目標スリップ率がスリップ率修正量 δSi にて修正されることにより今回の目標スリップ率Siが演算され、ステップ500に於いて必要に応じて目標スリップ率Siが補正され、ステップ550に於いて各輪の実際のスリップ率が目標スリップ率になるよう制御される。

【0120】従ってこの実施形態によれば、車輛の前後力Fxが目標前後力Fxaになり、横力Fyが目標横力Fyaになり、モーメントMが目標モーメントMaになるよう各輪のスリップ率が制御されるので、車輛の運動、特に旋回時の挙動を確実に安定化させることができる。

【0121】この場合、各輪のスリップ率Siが0であるときの車輛の前後力Fxso、横力Fyso、モーメントMsoは各輪の支持荷重Wiが静的支持荷重Woiに設定されることによって求められた各輪の前後力Ftxi及び横力Ftyiに基づき演算され、上記式33~41に従って演算されるスリップ率修正量 δSi は車輛前後方向の荷重移動に起因するモーメントの変化及び横力の変化を相殺する制御量を含んでいるので、車輛前後方向の荷重移動に起因するモーメントの変化及び横力の低下の影響を受けることなく良好に運動制御を行うことができる。

【0122】尚上述の第一の実施形態に於いては、ステップ285に於いて各輪の支持荷重 W_i が静的支持荷重 W_{oi} に設定されることにより、スリップ率が S_i が0であるときの車輛の前後力 F_{xso} 、横力 F_{yso} 、モーメント M_{so} が演算されるようになっているが、 M_b を車輛の質量とし、 H_{cg} を車輛の重心高さとし、 R_{sf} 及び R_{sr} をそれぞれ前輪及び後輪のロール剛性 ($0 < R_{sf} < 1$ 、 $R_{sr} = 1 - R_{sf}$) として、ステップ215に於いて各輪の

$$W_{fr} = W_{ofr} - M_b \frac{H_{cg}}{2H} G_x + M_b \frac{H_{cg}}{T_r} R_{sf} G_y \quad \dots (51)$$

$$W_{fl} = W_{ofl} - M_b \frac{H_{cg}}{2H} G_x - M_b \frac{H_{cg}}{T_r} R_{sf} G_y \quad \dots (52)$$

$$W_{rr} = W_{orr} + M_b \frac{H_{cg}}{2H} G_x + M_b \frac{H_{cg}}{T_r} R_{sr} G_y \quad \dots (53)$$

$$W_{rl} = W_{orl} + M_b \frac{H_{cg}}{2H} G_x - M_b \frac{H_{cg}}{T_r} R_{sr} G_y \quad \dots (54)$$

【0124】

【数38】

$$W_{fr} = W_{ofr} + M_b \frac{H_{cg}}{T_r} R_{sf} G_y \quad \dots (51A)$$

$$W_{fl} = W_{ofl} - M_b \frac{H_{cg}}{T_r} R_{sf} G_y \quad \dots (52A)$$

$$W_{rr} = W_{orr} + M_b \frac{H_{cg}}{T_r} R_{sr} G_y \quad \dots (53A)$$

$$W_{rl} = W_{orl} - M_b \frac{H_{cg}}{T_r} R_{sr} G_y \quad \dots (54A)$$

【0125】また上述の第一の実施形態に於いては、各輪の静的支持荷重 W_{oi} は定数であるが、車輛のサスペンションに車高センサが設けられている場合には、静的支持荷重 W_{oi} は車輛が静止状態にある場合の車高より推定されてもよく、また各輪のサスペンションに荷重センサ又はショックアブソーバの内圧を検出する圧力センサが設けられている場合には、各輪の静的支持荷重 W_{oi} 及び支持荷重 W_i はこれらのセンサの検出結果に基づき演算されてもよい。

【0126】第二の実施形態

図10は本発明による車輛の運動制御装置の第二の実施形態に於ける運動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャート、図11は図10に示されたフローチャートのステップ200に於ける実際の前後力 F_x 、前輪の横力 F_{yf} 、後輪の横力 F_{yr} 、モーメント M 演算ルーチンを示すフローチャート、図12は図10に示されたフローチャートのステップ250に於ける目標前後力 F_{xa} 、前輪の目標横力 F_{yfa} 、後輪の目標横力 F_{yra} 、モーメント M_a 演算ルーチンを示すフローチャートである。尚図10乃至図12に於いて図2、図4、図5に示されたステップと同一のステップにはこれらの図に於いて付されたス

支持荷重 W_i が下記の式51～54に従って演算され、ステップ285に於いて各輪の支持荷重 W_i が下記の式51A～54Aに従って演算され、これにより前後加速度 G_x 、即ち車輛前後方向の荷重移動の影響が排除されてもよい。

【0123】

【数37】

テップ番号と同一のステップ番号が付されている。

【0127】この実施形態に於いては、ステップ50～150及びステップ450～550は第一の実施形態の場合と同様に実行され、ステップ200に於いては図10に示されたルーチンに従って前回のステップ500に於いて演算された目標スリップ率での車輛の前後力 F_x 、前輪横力 F_{yf} 、後輪横力 F_{yr} 、モーメント M 、即ち現在の前後力、前輪横力、後輪横力、モーメントが演算され、ステップ250に於いては図12に示されたルーチンに従って車輛の目標前後力 F_{xa} 、前輪の目標横力 F_{yfa} 、後輪の目標横力 F_{yra} 、目標モーメント M_a が演算される。

【0128】ステップ300に於いては上記式9及び10に従って微小なスリップ角の変化に対する各輪の前後力の変化及び横力の変化が演算されると共に、上記式21～28及び式32Aに従って前輪、右後輪、左後輪の微小なスリップ角の変化 dS_f 、 dS_{rr} 、 dS_{rl} に対する車輛の前後力の微係数 dF_x 、前輪横力の微係数 dF_{yf} 、後輪横力の微係数 dF_{yr} 、モーメントの微係数 dM が演算される。

【0129】ステップ350に於いては上記式33Aに

従ってそれぞれ前後力、前輪横力、後輪横力、モーメントの目標値 F_{xa} 、 F_{yfa} 、 F_{yra} 、 M_a とこれらの状態量の実際の値 F_x 、 F_{yf} 、 F_{yr} 、 M との偏差 Δ として車輛の前後力の修正量 δF_x 、前輪横力の修正量 δF_{yf} 、後輪横力の修正量 δF_{yr} 、モーメントの修正量 δM が演算される。

【0130】ステップ400に於いては現在の車輛の前後力、前輪横力、後輪横力、モーメントと目標前後力、前輪の目標横力、後輪の目標横力、目標モーメントとの差 Δ を0にするスリップ率修正量のうち、上記式34にて表される評価関数 L を最小化する各輪のスリップ率の修正量 δS_i が上記式35に従って演算される。

【0131】また図11に示されたフローチャートのステップ205～240は第一の実施形態の場合と同様に実行され、ステップ245に於いては上記式29Aに従って実際の前後力 F_x 及びモーメント M に加えて実際の前輪横力 F_{yf} 及び後輪横力 F_{yr} が演算される。

【0132】また図12に示されたフローチャートのステップ255～280は第一の実施形態の場合と同様に実行され、ステップ285に於いては上記式30Aに従ってスリップ率 S_i が0であるときの車輛の前後力 F_{xso} 、前輪横力 F_{yfso} 、後輪横力 F_{yrso} 、モーメント M_{so} が演算され、また上記式31Aに従って目標前後力 F_{xa} 、前輪の目標横力 F_{yfa} 、後輪の目標横力 F_{yra} 、目標モーメント M_a が演算される。

【0133】かくして第二の実施形態によれば、車輛の横力の目標値として前輪の目標横力 F_{yfa} 及び後輪の目標横力 F_{yra} が個別に演算され、後輪の目標横力 F_{yra} が実現されるよう各輪のスリップ率 S_i が制御されるので、前後輪の区別なく車輛全体の目標横力が演算される場合に比して、運動制御による車輛前後方向の荷重移動に起因して後輪の横力が不足すること及びこれに起因する車輛の安定性の悪化を確実に防止し、これにより車輛の運動制御性能を向上させることができる。

【0134】尚図示の第二の実施形態に於いては、前輪の目標横力 F_{yfa} 及び後輪の目標横力 F_{yra} が個別に演算されることにより車輛の運動制御性能を向上させるようになっているが、前輪の目標横力 F_{yfa} 及び後輪の目標横力 F_{yra} が個別に演算されると共に、上記式40に於ける後輪のスリップ率に対する重み係数 W_{sr} が前輪のスリップ率に対する重み係数 W_{sf} よりも大きく設定されてもよく、この場合には後輪のスリップ率の増大に伴う評価関数 L の増大率が高くなるので、後輪の制動力が過剰になって後輪の横力が大きく低下する虞れを更に一層低減することができる。

【0135】また前述の先の提案にかかる運動制御装置や上述の第一の実施形態の場合の如く、前輪の目標横力 F_{yfa} 及び後輪の目標横力 F_{yra} が個別に演算されるのではなく、車輛全体の目標横力 F_{ya} が演算される構成に於いて上記式40に於ける後輪のスリップ率に対する重

み係数 W_{sr} が前輪のスリップ率に対する重み係数 W_{sf} よりも大きく設定されてもよく、その場合にも後輪の制動力が過剰になって後輪の横力が大きく低下することを効果的に防止することができる。

【0136】第三の実施形態

図13は本発明による車輛の運動制御装置の第三の実施形態に於ける運動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートである。尚図13に於いて図2に示されたステップと同一のステップには図2に於いて付されたステップ番号と同一のステップ番号が付されている。

【0137】この実施形態に於いては、ステップ50～250、ステップ350、500、550は第一の実施形態の場合と同様に実行され、ステップ300に於いては上記式9及び10に従って微小なスリップ率の変化に対する各輪の前後力の変化及び横力の変化が演算されると共に、上記式21～28及び式32Bに従って左右前輪の微小なスリップ率の変化 dS_{fr} 、 dS_{fl} に対する車輛の前後力の微係数 dF_x 、横力の微係数 dF_y 、モーメントの微係数 dM が演算される。

【0138】ステップ400に於いては現在の車輛の前後力、横力、モーメントと目標前後力、目標横力、目標モーメントとの差 Δ を0にする左右前輪のスリップ率修正量のうち、上記式34にて表される評価関数 L を最小化する左右前輪のスリップ率の修正量 δS_{fr} 、 δS_{fl} が上記式35に従って演算される。

【0139】ステップ405に於いては車輛の旋回度合が高いほど倍率 K ($0 < K \leq 1$) が小さくなるよう、車輛のヨーレート γ の絶対値に基づき図14に示されたグラフに対応するマップより倍率 K が演算される。

【0140】ステップ450に於いては左右前輪についてそれぞれ前回の目標スリップ率 S_{fr} 、 S_{fl} とステップ400に於いて演算されたスリップ率の修正量 δS_{fr} 、 δS_{fl} との和 ($S_{fr} + \delta S_{fr}$ 、 $S_{fl} + \delta S_{fl}$) として修正後の目標スリップ率 S_{fr} 、 S_{fl} が演算され、左右後輪についてそれぞれ前回の目標スリップ率 S_{rr} 、 S_{rl} とステップ400に於いて演算されたスリップ率の修正量 δS_{fr} 、 δS_{fl} の K 倍との和 ($S_{rr} + K \delta S_{rr}$ 、 $S_{rl} + K \delta S_{rl}$) として修正後の目標スリップ率 S_{rr} 、 S_{rl} が演算される。

【0141】かくして第三の実施形態によれば、現在の車輛の前後力、横力、モーメントと目標前後力、目標横力、目標モーメントとの差 Δ を0にする左右前輪のスリップ率修正量のうち評価関数 L を最小化する左右前輪のスリップ率の修正量 δS_{fr} 、 δS_{fl} が演算され、左右前輪についてはそれぞれ前回の目標スリップ率 S_{fr} 、 S_{fl} とスリップ率の修正量 δS_{fr} 、 δS_{fl} との和として修正後の目標スリップ率 S_{fr} 、 S_{fl} が演算され、左右後輪についてはそれぞれ前回の目標スリップ率 S_{rr} 、 S_{rl} とスリップ率の修正量 δS_{fr} 、 δS_{fl} の K 倍との和として修正後の目標スリップ率 S_{rr} 、 S_{rl} が演算され、倍率 K は

0よりも大きく且つ1以下の値であるので、後輪の目標スリップ率が過剰になって後輪の横力が不足する虞れを低減し、これにより車輛の運動制御性能を向上させることができ、また行列演算に関する電気式制御装置の演算負荷を軽減することができる。

【0142】特に図示の実施形態によれば、倍率Kは車輛の旋回度合が高いほど小さくなるようヨーレート γ の絶対値に応じて可変設定されるので、車輛の直進時及び旋回時についてそれぞれ倍率Kが一定の値に設定される場合に比して、車輛の旋回度合が変化する状況に於いて倍率Kが急激に変化することを防止して車輛の運動制御を良好に行うことができる。

【0143】尚図示の実施形態に於いては、倍率Kは車輛の旋回度合が高いほど小さくなるようヨーレート γ の絶対値に応じて可変設定されるようになっているが、車輛の旋回時に於ける倍率が車輛の直進時に於ける倍率よりも小さくなるよう、倍率Kは車輛の直進時及び旋回時についてそれぞれ例えば1及び0.2の如く一定の値に設定されてもよい。

【0144】尚上述の各実施形態によれば、各輪のスリップ率修正量 δSi は現在の車輛の前後力、横力、モーメントと目標前後力、目標横力、目標モーメントとの差 Δ を0にするスリップ率修正量のうち、上記式34にて表される評価関数Lを最小化する各輪のスリップ率の修正量として上記式35に従って演算されるので、車輛や車輛の走行環境毎に各輪のスリップ率と車輛の運動を安定化させるための前後力、横力、モーメントとの間を対応関係を示す多数のマップを設定する必要がなく、これにより運動制御装置を簡便に構成することができ、また目標前後力、目標横力、目標モーメントを実現する各輪のスリップ率 Si が解析により演算される場合に比して迅速に目標スリップ率を演算することができ、これにより車輛の運動を応答遅れなく適切に制御することができる。

【0145】また車輛の運動を安定化させるための目標状態量が目標前後力及び目標モーメントのみである場合には、横力の低下が考慮されないため、車輛のコーストレース性が悪化し易いが、図示の実施形態によれば、目標前後力及び目標モーメントに加えて目標横力が考慮されるので、横力の低下に起因する車輛のコーストレース性の悪化を確実に回避することができる。

【0146】また図8に示されている如く、後輪1 ORR及び1 ORLのスリップ角 βr の大きさが大きいときには、後輪に小さい前後力を発生させる場合にもこれらの目標スリップ率 Srr 及び Srl が高い値になり、かかる状況に於いて旋回方向が逆転されると、後輪の車輪速度が

小さ過ぎて車輛がスピンし易くなる。

【0147】上述の各実施形態によれば、ステップ165～180に於いて後輪のスリップ角 βr の大きさが大きいときには後輪のスリップ角 βr が基準値 βrc 又は $-\beta rc$ に設定された状態にてステップ200以降が実行されるので、後輪の実際のスリップ角の大きさが大きいときにも後輪の目標スリップ率 Srr 及び Srl が高い値に演算されることがなく、従って車輛の旋回方向が逆転される場合にも後輪の車輪速度が小さ過ぎることに起因して車輛がスピン状態になることを確実に回避することができる。

【0148】更に図9に示されている如く、目標モーメント Ma と後輪のスリップ角 βr の符号が逆の場合には、後輪の横力 $Fyrr$ 、 $Fyrl$ を低下させて目標モーメントを達成するよう後輪の目標スリップ率 Srr 、 Srl が高い値に演算され、かかる状況にて後輪のスリップ角の符号が逆転すると、後輪の横力の方向も逆転する。しかし後輪の目標スリップ率が高く後輪の横力が小さいので、目標モーメントが達成されず、そのため後輪の目標スリップ率が急激に低くなり、かかる後輪の目標スリップ率の急激な変化が旋回方向の逆転時に発生すると、後輪の制動力の低減が間に合わず、車輛のスピンが助長されてしまう。

【0149】これに対し上述の各実施形態によれば、ステップ505又は510に於いて目標モーメント及び後輪のスリップ角の符号が逆の関係であることが判別されるとステップ515に於いて後輪の目標スリップ率 Srr 及び Srl がそれぞれ0に低減されるので、後輪のスリップ角の符号が逆転しても目標スリップ率は急激に変化せず、後輪の制動力の低減の遅れに起因して車輛のスピンが助長されることを確実に回避することができる。

【0150】以上に於いては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

【0151】例えば上述の実施形態に於いては、ステップ250に於いて車輛の目標前後力 Fxa 、目標横力 Fya 、目標モーメント Ma を演算するための式31に於いて挙動制御の目標横力 Fyt が $Ky1$ 及び $Ky2$ をそれぞれ正の定数として目標モーメント Mt と同様下記の式55に従って演算され、車輛の目標前後力 Fxa 、目標横力 Fya 、目標モーメント Ma が下記の式56に従って演算されてもよい。

【0152】

$$Fyt = Ky1 (\beta - \beta t) + Ky2 (\beta d - \beta td) \quad \cdots (55)$$

【数39】

【0153】

$$\begin{bmatrix} F_{xa} \\ F_{ya} \\ M_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xt} \\ F_{yt} \\ M_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xso} \\ F_{yso} \\ M_{so} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (56)$$

【0154】また上述の実施形態に於いては、ステップ550に於いて各輪の制動力が制御されることにより各輪の実際のスリップ率が目標スリップ率 S_i に制御されるようになっているが、図には示されていないエンジンの出力が制御されることにより、各輪の制動力若しくは駆動力が制御されてもよい。

【0155】更に上述の実施形態に於いては、挙動制御の目標前後力 F_{xt} 及び目標モーメント M_t はステップ255～ステップ280に従って演算されるようになっているが、挙動制御の目標前後力 F_{xt} 及び目標モーメント M_t 又は挙動制御の目標前後力 F_{xt} 、目標横力 F_{yt} 、目標モーメント M_y は当技術分野に於いて公知の任意の態様に演算されてよい。

【0156】

【発明の効果】以上の説明より明らかなる如く、本発明の請求項1の構成によれば、多数のマップを要することなく各輪の制御量を目標制御量に高精度に制御し、これにより車輛の運動を確実に且つ適正に安定化させることができるだけでなく、車輛前後方向の荷重移動に起因するヨーモーメントの変化及び横力の低下が相殺された各輪の目標制御量を算出し、これにより前述の先の提案にかかる運動制御装置の場合に比して車輛の運動制御性能を向上させることができる。

【0157】また請求項2の構成によれば、多数のマップを要することなく各輪の制御量を目標制御量に高精度に制御し、これにより車輛の運動を確実に且つ適正に安定化させることができるだけでなく、前輪のスリップ率に対する重み係数が後輪のスリップ率に対する重み係数よりも大きい場合やこれらの重み係数が同一である場合に比して、後輪のスリップ率の増大に伴う評価関数の増大率が高くなるので、後輪の制動力が過剰になって後輪の横力が大きく低下することを防止し、これにより前述の先の提案にかかる運動制御装置の場合に比して車輛の運動制御性能を向上させることができる。

【0158】また請求項3の構成によれば、多数のマップを要することなく各輪の制御量を目標制御量に高精度に制御し、これにより車輛の運動を確実に且つ適正に安定化させることができるだけでなく、後輪の横力目標値を実現するよう各輪の目標制御量を算出することができ、従って車輛全体の横力の目標値が算出される場合に比して、車輛前後方向の荷重移動に起因して後輪の横力が不足する虞れを低減し、これにより前述の先の提案にかかる運動制御装置の場合に比して車輛の運動制御性能を向上させることができる。

【0159】また請求項4の構成によれば、多数のマップを要することなく各輪の制御量を目標制御量に高精度

に制御し、これにより車輛の運動を確実に且つ適正に安定化させることができるだけでなく、現在の車輛状態量と目標値との差に基づき前輪の目標制御量の修正量が算出され、前輪の前の目標制御量と前輪の修正量との和として前輪の目標制御量が算出され、前輪の修正量に所定の倍率を乗じて後輪の目標制御量の修正量が算出され、後輪の前の目標制御量と後輪の修正量との和として後輪の目標制御量が算出されるので、後輪の目標制御量が過剰になって後輪の横力が不足する虞れを低減し、これにより前述の先の提案にかかる運動制御装置の場合に比して車輛の運動制御性能を向上させることができる。

【0160】また請求項5の構成によれば、前輪の目標制御量に対する後輪の目標制御量の倍率は車輛の直進時と旋回時とは異なるので、車輛の直進時及び旋回時の何れの場合にも最適に運動制御を実行することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による車輛の運動制御装置の第一の実施形態を示す概略構成図である。

【図2】第一の実施形態に於ける運動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートである。

【図3】図2に示されたフローチャートのステップ150に於ける後輪スリップ角 β_r 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図4】図2に示されたフローチャートのステップ200に於ける実際の前後力 F_x 、横力 F_y 、モーメント M 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図5】図2に示されたフローチャートのステップ250に於ける目標前後力 F_{xa} 、横力 F_{ya} 、モーメント M_a 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図6】図2に示されたフローチャートのステップ500に於ける目標スリップ率 S_i 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図7】ドリフトアウト状態量 DV と係数 K_g との間の関係を示すグラフである。

【図8】左右後輪のスリップ角 β_r の大きさが大きい状況を示す説明図である。

【図9】目標モーメント M_a 及び後輪のスリップ角 β_r の符号が逆の関係にある状況を示す説明図である。

【図10】第二の実施形態に於ける運動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートである。

【図11】図10に示されたフローチャートのステップ200に於ける実際の前後力 F_x 、前輪の横力 F_{yf} 、後輪の横力 F_{yr} 、モーメント M 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図12】図10に示されたフローチャートのステップ250に於ける目標前後力 F_{xa} 、前輪の目標横力 F_{yfa} 、後輪の目標横力 F_{yra} 、モーメント M_a 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図13】本発明による車輛の運動制御装置の第三の実施形態に於ける運動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートである。

【図14】車輛のヨーレート γ の絶対値と倍率 K と間の関係を示すグラフである。

【図15】タイヤの発生力 F_{ti} がタイヤの横方向に対しなす角度 θ_i 等を示す説明図である。

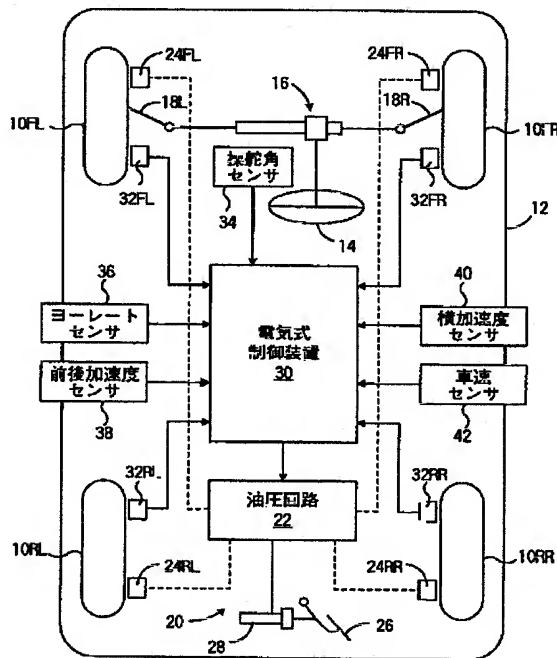
【図16】スリップ率が0であるときのタイヤのスリップ角 β_i に対する横力 F_{tyi} の関係を示すグラフである。

【図17】スリップ角 β_i が0であるときのタイヤのスリップ率 S_i に対する前後力 F_{txi} の関係を示すグラフである。

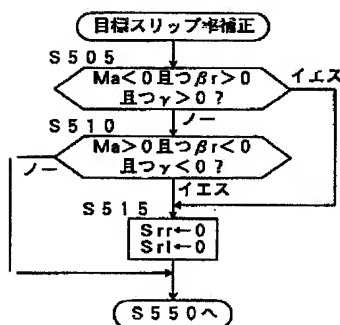
【符号の説明】

- 10FR～10RL…車輪
- 20…制動装置
- 28…マスタシリンダ
- 30…電気式制御装置
- 32FR～32RL…車輪速度センサ
- 34…操舵角センサ
- 36…ヨーレートセンサ
- 38…前後加速度センサ
- 40…横加速度センサ
- 42…車速センサ

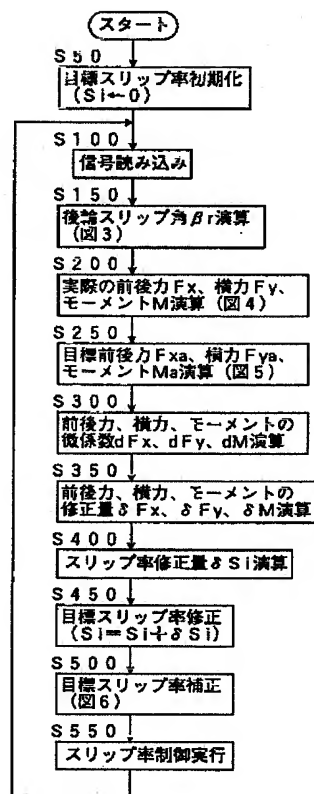
【図1】



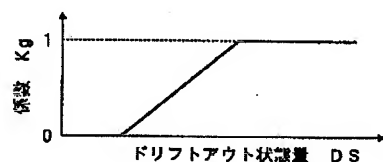
【図6】



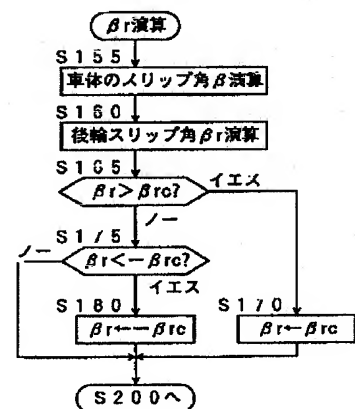
【図2】



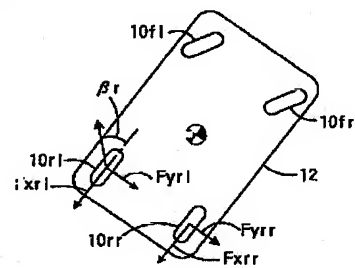
【図7】



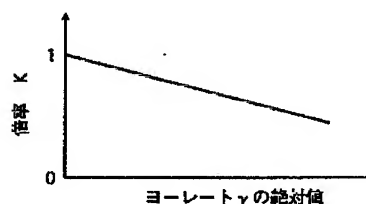
【図3】



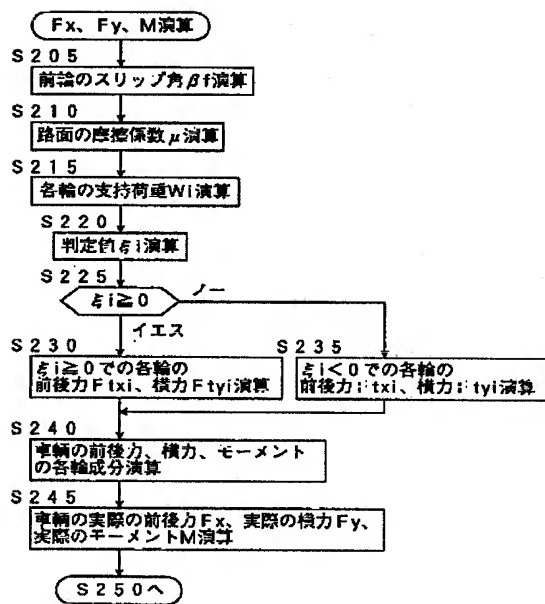
【図8】



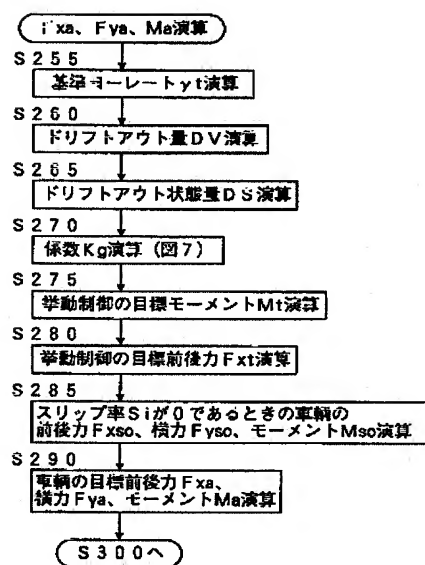
【図14】



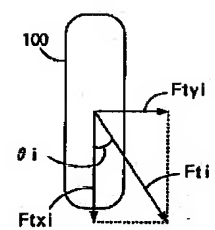
【図4】



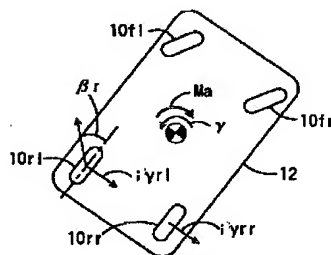
【図5】



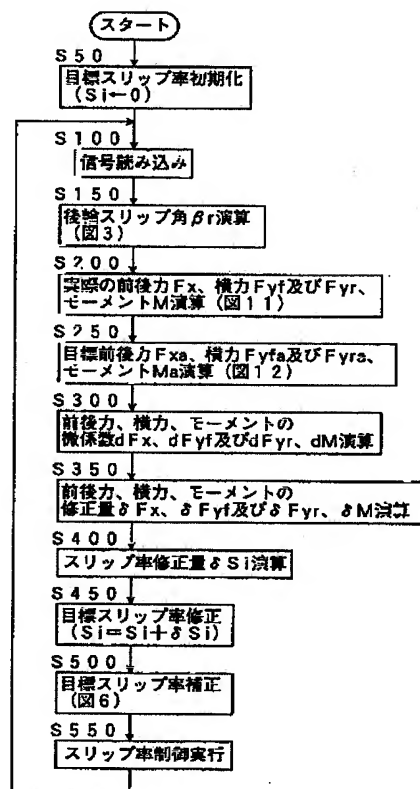
【図15】



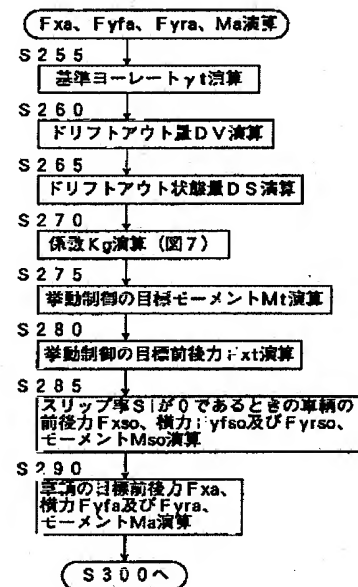
【図9】



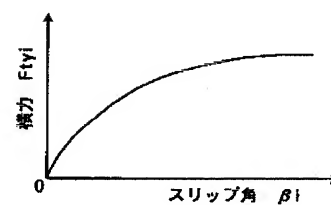
【図10】



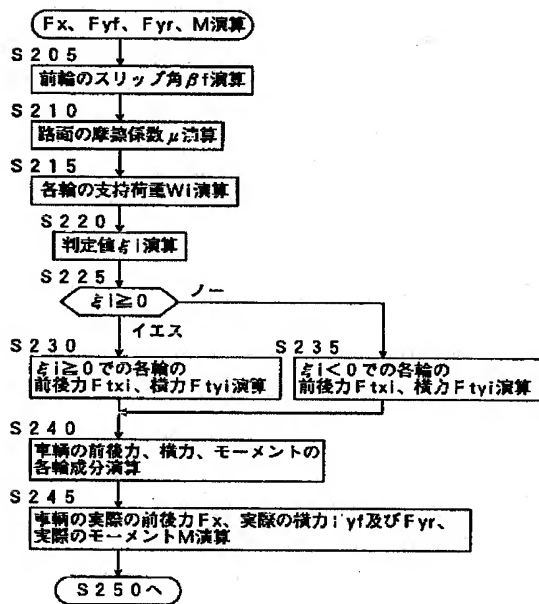
【図12】



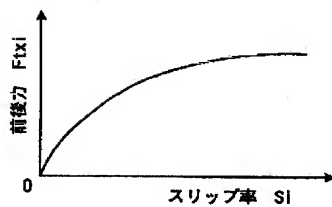
【図16】



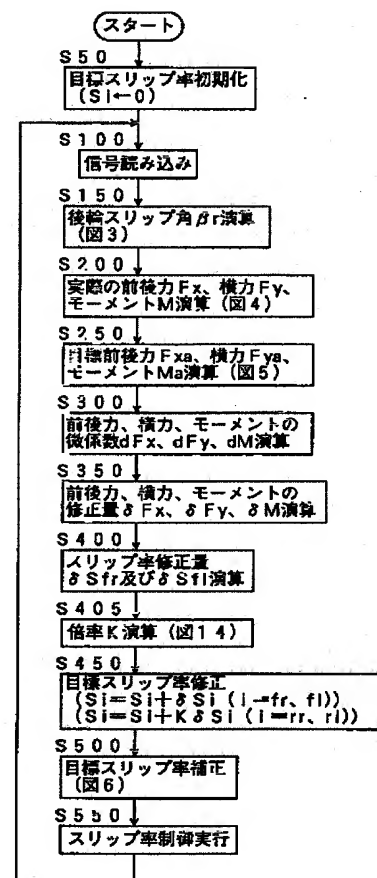
【図11】



【図17】



【図13】



フロントページの続き

(72)発明者 服部 義和
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

Fターム(参考) 3D045 BB40 GG00 GG10 GG11 GG25
GG26 GG27 GG28
3D046 BB31 BB32 HH00 HH08 HH22
HH25 HH26 HH29 HH36 JJ06